

绝热气膜冷却效率的传热传质类比数值分析

姚家旭¹, 罗 丁¹, 范 青², 张 科¹, 雷 蒋¹, 马 元²

(1. 西安交通大学 航天航空学院 机械结构强度与振动国家重点实验室, 陕西 西安 710049;
2. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要:为验证不同温度条件下的传热传质类比是否有效,应用 CFD 模拟方法分析了密度比 (R_d) 为 1.5 和 2.5、吹风比为 0.5 和 1.5 工况下的平板双射流气膜冷却结构。双射流孔间流向距离 (D_s/d) 为 3.0, 横向距离 (D_p/d) 为 1.0。通过传热和传质方法分别得到了气膜冷却效率。分析结果表明:传质方法与传热方法所获得的气膜冷却效率结果差距较小,二者偏差的主要原因是流体的热导率。

关键词:气膜冷却;双射流;绝热气膜冷却效率;传热传质类比;密度比

中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-9374(2021)01-0062-08

Numerical analysis of heat-mass transfer analogy for adiabatic film-cooling effectiveness

YAO Jiaxu¹, LUO Ding¹, FAN Qing², ZHANG Ke¹, LEI Jiang¹, MA Yuan²

(1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, School of Aerospace,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: CFD simulation methods were employed to analyze the double-jet film-cooling structure on a flat plate with the density ratio of 1.5 and 2.5, and the blowing ratio of 0.5 and 1.5, in order to check the validity of heat-mass transfer analogy at different temperature conditions. The streamwise distance (D_s/d) between the double-jet holes was 3.0 and the spanwise distance (D_p/d) was 1.0. The film-cooling effectiveness was acquired from heat-transfer and mass-transfer methods. The results show that, the difference in film-cooling effectiveness results from mass transfer and heat transfer methods is rather small. The main reason that leads to the difference between the two methods is the heat conductivity of the fluid.

Keywords: film-cooling; double-jet; adiabatic film-cooling effectiveness; heat-mass transfer analogy; density ratio

收稿日期:2020-06-30;修回日期:2020-08-06

基金项目:国家自然科学基金(5177615);国家科技重大专项(2017-III-0009-0035);西安市科技计划(201805034YD12CG18(3))

作者简介:姚家旭(1993—),男,博士生,研究领域为推进系统热端部件传热与冷却。

通信作者:雷蒋(1980—),男,博士,研究领域为推进系统热端部件传热与冷却。

0 引言

气膜冷却是航空航天推进系统热防护的重要手段之一^[1]。通常情况下,冷流与主流间的温差导致了较大的射流-主流密度比(通常大于 1.5)^[2]。相关研究表明,密度比对气膜冷却效率具有非常明显的影响^[3-5]。而在实验室环境下,使用传热方法模拟真实密度比工况要求在较大的范围内对主流或冷流的温度进行调节,难度大、成本高。因此,基于传热传质类比,传质方法在气膜冷却研究中获得了较为广泛的应用^[6-10]:将密度较高的气体(如 CO₂、Ar、SF₆等)作为冷流,以便在常温下获得较高的密度比^[11]。Shadid J 和 Eckert E 对传热传质类比的有效性进行了研究^[12],并提出了基于普朗特数(Pr)和施密特数(Sc)的相似准则。Han J C 和 Rallabandi A 进一步指出,在湍流路易斯数(Le_t)约等于 1 时,传热传质类比有效^[13];而这一条件对于气体的湍流流动是成立的^[14]。本文所使用的符号、含义及单位见表 1 所示。下标的含义为:aw,绝热壁面;c,冷却气体;m,主流;p,横向;s,流向;w,壁面。

表 1 符号、含义及单位

Tab. 1 Symbol, meaning and unit

| 符号 | 含义 | 单位 |
|----------|----------------|------------------------------|
| C | 氧气质量分数 | |
| D | 孔之间距离 | mm |
| d | 气膜孔直径 | mm |
| R_d | 密度比 | ρ_c/ρ_m |
| L | 气膜孔长度 | mm |
| M | 吹风比 | $\rho_c U_c/\rho_m U_m$ |
| T | 温度 | K |
| Tu | 主流湍流度 | |
| U | 速度 | ($m \cdot s^{-1}$) |
| x | 流向距离 | mm |
| y | 横向距离 | mm |
| z | 高度方向距离 | mm |
| β | 复合角 | ($^\circ$) |
| γ | 气膜孔入射角 | ($^\circ$) |
| η | 绝热气膜冷却效率 | $(T_m - T_{aw})/(T_m - T_c)$ |
| θ | 无量纲温度,表征空间气膜分布 | $(T_m - T)/(T_m - T_c)$ |
| ρ | 密度 | ($kg \cdot m^{-3}$) |

在气膜冷却研究中,通常将壁面视为绝热,并引入一个无量纲参数绝热气膜冷却效率($\eta = (T_m - T_{aw})/(T_m - T_c)$)来评价气膜的覆盖效果^[15-16]。但是,对于真实条件而言,任何材料都具有一定的导热性,无法实现理想的绝热壁面条件,因此引入了额外的误差。在传质方法中,通过使用不可穿透壁面对绝热壁面条件进行模拟,能够避免导热误差的影响:这是传质方法所具有的另一个优点。对于传质方法,绝热气膜冷却效率可表示为: $\eta = (C_m - C_w)/(C_m - C_c)$ 。

Wright L M 等针对平板表面的复合角圆孔,对比了传热(温敏漆 TSP、红外 IR)和传质(压敏漆 PSP)方法测得的绝热冷却效率^[17]。结果表明 PSP 在气膜冷却测量时具有明显的优势:导热误差较大处(如气膜孔附近)的冷却效率,以及冷却射流的吹离、再附着现象都能够获得更为准确的解析。而对于传热方法(即 TSP 与 IR),由于壁面导热性的影响,即使通过一定的修正,稳态实验中的导热误差依旧较为明显。

Wiese C J 等针对前缘模型,采用了多种气体作为冷流,对比了 IR 和 PSP 所测得的绝热冷却效率,结果表明,PSP 所测得的冷却效率高于 IR;且冷却效率的横向分布略有区别,其原因可能是流体本身的导热^[18]。此外,由 Rutledge J L 和 Polanka M D 提出的参数,ACR (advective capacity ratio,对流热容比)对于冷却效率分布具有至关重要的影响^[19]。

Ravelli S 和 Barigozzi G 通过数值模拟,针对前缘模型对比了传热传质方法的冷却效率结果,吹风比范围为 $M = 2.0 \sim 4.0$ 。研究发现,对于较低的入口湍流度($Tu = 1.6\%$),2 种方法所获得的数据仅在最低的吹风比工况($M = 2.0$)下吻合;而在入口湍流度增加时, M 为 2.0、3.0 下传热与传质方法所获得的冷却效率都较为接近^[20]。

本文针对平板表面的双射流气膜冷却结构,通过数值模拟,对比了常温下的传质方法和不同温度条件下的传热方法所得到的绝热气膜冷却效率,由此验证不同温度条件下的传热传质类比是否有效。双射流孔间横向距离为 $D_p/d = 1.0$,流向距离为 $D_s/d = 3.0$ 。选取了 2 个密度比($R_d = 1.5、2.5$)和 2 个吹风比($M = 0.5、1.5$)工况。在气体湍流流动的条件下(即 $Le_t \approx 1$),通过对比 2 种方法所获得的绝热气膜冷却效率,以分析传质方法能否正确反映气膜

冷流动中的传热现象。

1 数值方法

1.1 计算模型与边界条件

基于 Yao J 等的实验模型^[21],选取一个周期作为计算域,如图 1 所示。图 2 给出了双射流孔的结构及参数。采用 ICEM 15.0 划分全结构化网格,对计算域进行离散。第一层网格 y^+ 范围在 20~80 之间。使用 CFX 15.0 对雷诺时均 N-S 方程(RANS)进行稳态求解。相关研究表明,对于双射流结构,标准 $k-\varepsilon$ 模型能够给出较为准确的计算结果^[22],因此选取这一湍流模型进行计算。判敛标准为动量和能量方程残差均方根小于 1×10^{-5} 。

对于边界条件,主流入口给定气流速度(20 m/s)与湍流度(5%),冷流则根据具体工况的不同而指定质量流量。针对 2 个密度比($R_d = 1.5, 2.5$),各个工况下,主流和冷流的气体与温度如表 2 所示。主流通道的出口处给定压力(0.10 MPa),两侧面为平移周期边界条件,其他壁面均为绝热无滑移。

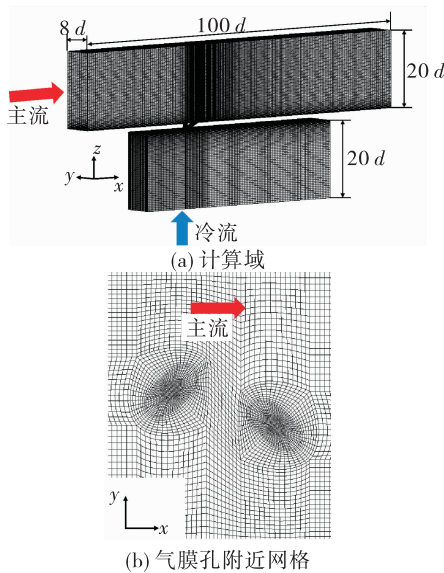


图 1 计算域与气膜孔附近网格
Fig. 1 The computational domain and the mesh around the film holes

如上所述,本研究选取了 2 个不同的密度比工况($R_d = 1.5, 2.5$)如表 2 和表 3 所示。因此,对于传质方法,主流为空气,分别采用 CO_2 、Ar(70%,摩尔分数,下同)与 SF_6 (30%)混合气作为冷流实现 2 个密度比;主流与冷流温度均为 293 K。而对于传热方法,

主流与冷流均为空气,通过改变温度实现不同密度比;其中,工况 2 与工况 3 分别将二次流和主流保持在 293 K;而对于工况 4,冷流与主流均处于高温。

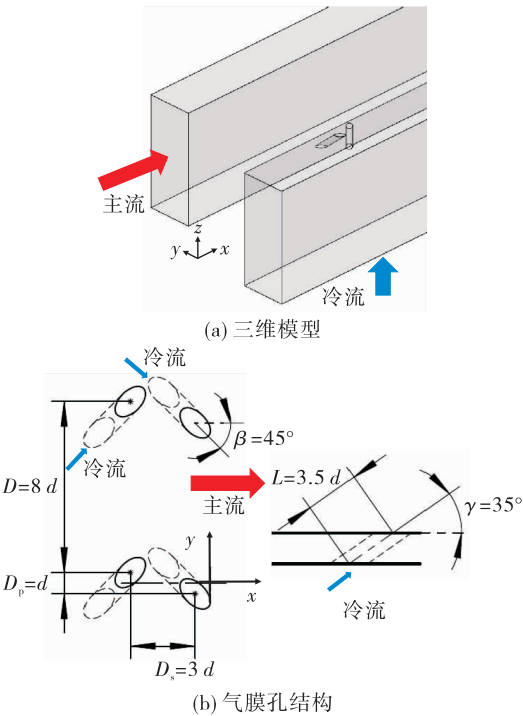


图 2 三维几何模型与气膜孔结构
Fig. 2 3-D geometry model and the structure of the film holes

| 表 2 $R_d = 1.5$ 计算工况 | | | | |
|--|-----|--------|---------------|---------|
| Tab. 2 $R_d = 1.5$ operation conditions 单位:K | | | | |
| 工况 | 主流 | | 冷流 | |
| | 介质 | 温度 | 介质 | 温度 |
| 1(传质, Case 1) | Air | 293 | CO_2 | 293 |
| 2(传热, Case 2) | Air | 445.36 | Air | 293 |
| 3(传热, Case 3) | Air | 293 | Air | 192.76 |
| 4(传热, Case 4) | Air | 1 450 | Air | 953.947 |

| 表 3 $R_d = 2.5$ 计算工况 | | | | |
|--|-----|-------|----------------------------|-------|
| Tab. 2 $R_d = 2.5$ operation conditions 单位:K | | | | |
| 工况 | 主流 | | 冷流 | |
| | 介质 | 温度 | 介质 | 温度 |
| 1(传质, Case 1) | Air | 293 | 70% Ar + 30% SF_6 | 293 |
| 2(传热, Case 2) | Air | 732.5 | Air | 293 |
| 3(传热, Case 3) | Air | 293 | Air | 117.2 |
| 4(传热, Case 4) | Air | 1 650 | Air | 660 |

1.2 网格无关性验证与数据对比

针对 $R_d = 1.5, M = 0.5$, 工况 1 (传质方法), 分别采用 3 套不同数量的网格进行计算, 并计算所得的面积平均气膜冷却效率 ($\bar{\eta} = \frac{\sum \eta}{N}$, N 为该区域内的网格数, 范围为 $0 \leq x/d \leq 20, -4 \leq y/d \leq 4$), 结果图 3 所示。当网格数由 1.1×10^6 增至 1.9×10^6 时, 面积平均冷却效率变化了 5.1%; 而当网格数由 1.9×10^6 增至 3.3×10^6 时, 面积平均冷却效率变化仅为 0.7%; 因此, 本文采用 1.9×10^6 的网格数进行数值计算。

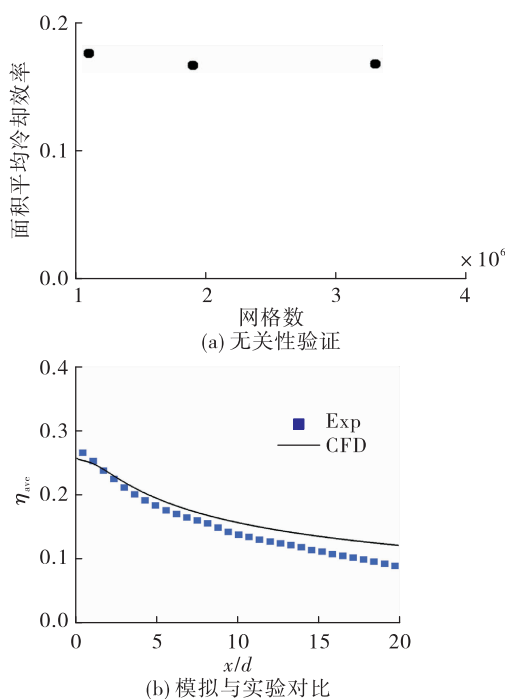


图3 网格无关性验证及模拟与实验对比

Fig. 3 Grid-independence validation and comparison between simulations and experiments

此外, 将 $R_d = 1.5, M = 0.5$, 工况 1 (传质方法) 的横向平均气膜冷却效率 ($\eta_{ave} = \frac{\sum \eta}{n}$, n 为 y 方向上的网格数, 范围 $-4 \leq y/d \leq 4$) 与 Yao J 等使用 PSP 技术 (见图 4) 测得的结果进行了对比, 结果较为接近^[21]。

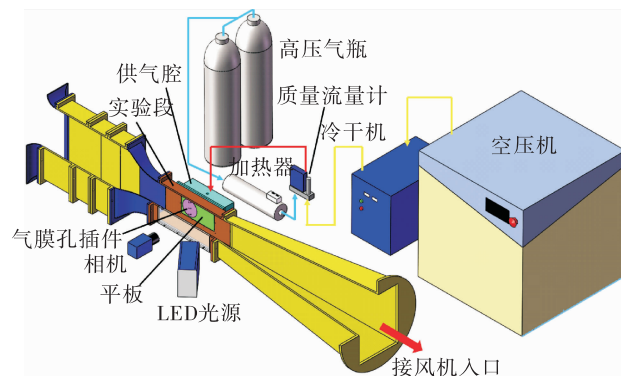


图4 Yao J 等的实验设备

Fig. 4 The experimental setup of Yao J et al.

2 结果与讨论

下面针对不同的密度比和吹风比工况, 对由传质传热方法获得的壁面 ($z = 0$) 气膜冷却效率分布、横向平均 ($-4 \leq y/d \leq 4$) 气膜冷却效率, $x/d = 5.0$ 处的空间气膜分布和横向冷却效率分布等进行分析讨论。

2.1 $R_d = 1.5$

2.1.1 $M = 0.5$

图 5 和图 6 为 $R_d = 1.5, M = 0.5$ 时的气膜冷却效率分布、横向平均冷却效率、 $x/d = 5.0$ 处的空间气膜分布与横向冷却效率分布。如图 5 所示, 此时工况 1~3 (即传质方法以及传热方法中两侧气流之一为室温的情况) 的冷却效率分布和横向平均冷却效率非常接近, 横向平均冷却效率最大偏差约为 4%; 而对于工况 4, 下游较远处 ($x/d \geq 10$) 的气膜覆盖较窄, 同时横向平均冷却效率有所降低, 与工况 1 相比, 偏差约为 12%。

如图 6 所示, 进一步观察 $x/d = 5.0$ 处的空间气膜分布可以发现, 对于工况 1~3, 气膜分布较为平坦、贴近壁面, 冷却效率沿着横向的分布也较为接近。而对于工况 4, 一方面, 气膜发生了略为明显的扩散; 在 $-1.5 \leq y/d \leq 1.9$ 范围内, 冷却效率较低 (最大偏差约 13%), 而在此范围外, 冷却效率却略高, 冷却效率沿横向的变化更为平缓; 这一现象与 Wiese C J 等实验中所得结果相同^[18], 来源于流体本身的导热效应; 工况 4 主流与冷流间温差较大, 因此导热效应的影响较为明显。

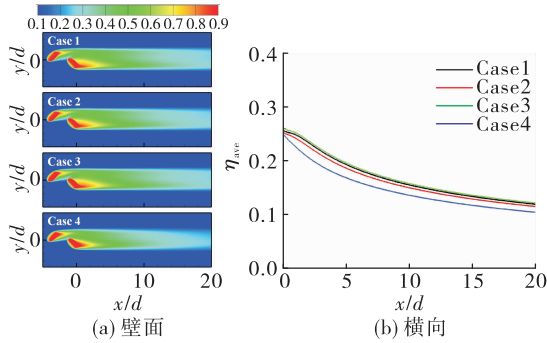


图 5 壁面 ($z=0$) 气膜冷却效率分布与横向平均冷却效率

Fig. 5 Film-cooling effectiveness distribution on the wall ($z=0$) and laterally averaged cooling effectiveness

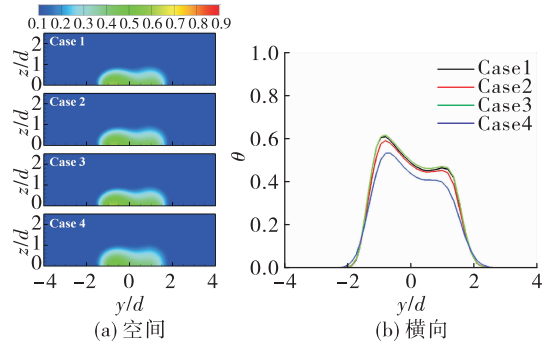


图 6 $x/d=5.0$ 时空间气膜分布与横向冷却效率分布

Fig. 6 $x/d=5.0$, spatial film distribution and laterally cooling effectiveness distribution

2.1.2 $M=1.5$

图 7 ~ 图 8 为 $R_d=1.5, M=1.5$ 时的气膜冷却效率分布、横向平均冷却效率、 $x/d=5.0$ 处的空间气膜分布与横向冷却效率分布。如图 7 所示,在较大的吹风比下,射流发生一定的吹离。同时,主流气体可能被卷吸进入两股射流之间的区域^[21],这一现象在工况 1 时较为明显。工况 2、3 的冷却效率分布与工况 1 非常接近,所不同的是两股射流之间的区域覆盖有所改善,横向平均冷却效率较工况 1 略高,但差距很小(约 6%)。而对于工况 4,射流间区域冷却效果进一步上升,但是气膜的横向覆盖有所变窄;除靠近气膜孔附近区域外,横向平均冷却效率也明显低于其他工况($x/d=20$ 处,与工况 1 的偏差达到 40%)。对于工况 4,冷流与主流之间的热交换及其本身的耗散导致横向平均冷却效率沿着流向不断降低;而对于传质工况(工况 1)和热交换相

对较弱的工况 2、3,冷却射流的流动状态对冷却效率的影响更为明显,上游射流的吹离导致冷效降低,但在下游孔之后,生成的反肾形涡使得射流与壁面再附着, $0.5 \leq x/d \leq 8$ 范围内的横向平均冷却效率有所回升,而在此之后由于冷流的耗散逐渐降低。

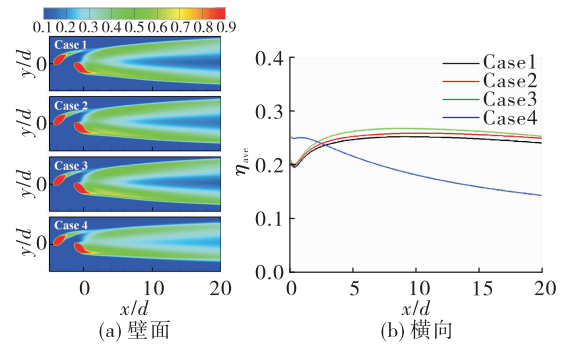
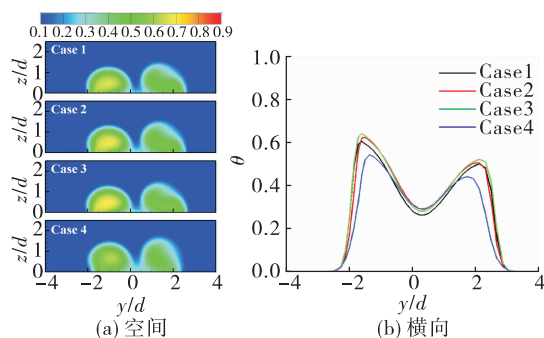


图 7 壁面 ($z=0$) 气膜冷却效率分布与横向平均冷却效率

Fig. 7 Film-cooling effectiveness distribution on the wall ($z=0$) and laterally averaged cooling effectiveness

图 8(a)在空间气膜分布方面,工况 1 ~ 3 较为相似,仅有两股射流之间的区域出现一定差异。工况 1 时,此处的气膜覆盖较少;而对于工况 2、3,受导热影响,主流气体在被卷吸进入这一区域后,温度有所降低,并反映出一定的冷却效率。工况 4 时,气膜的横向分布有所变窄,但在整个平面内(尤其是 z 方向上)呈现更为明显的扩散,且气膜核心与主流区(即图 7 中黄色和蓝色区域)之间的过渡也更为平缓。

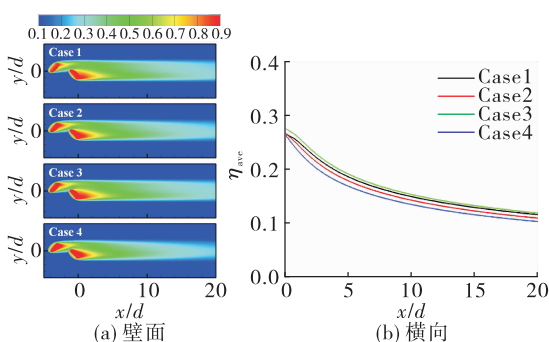
如图 8(b)所示,对于 $x/d=5.0$ 处横向冷却效率分布,在射流之间($y/d \approx 0.5$ 处),不同传热方法所获得的冷却效率非常接近,且均高于传质方法(工况 1,偏差约 11%)。由中间向两侧,冷却效率开始升高,工况 1 ~ 3 的冷却效率所能达到的峰值以及峰值出现的位置均较为接近(峰值处冷却效率偏差约 6%,所处位置约为 $y/d = -1.64$ 处);而工况 4 的冷却效率峰值明显更低(约 10%),其位置也更偏向中间(约为 $y/d = -1.37$)。此外,在靠近气膜两侧边缘处,工况 4 的冷却效率沿横向的变化更加平缓,这一现象同样可以用大温差下更明显的导热效应予以解释。

图8 $x/d=5.0$ 时空间气膜分布与横向冷却效率分布Fig. 8 $x/d=5.0$, spatial film distribution and laterally cooling effectiveness distribution

2.2 $R_d=2.5$

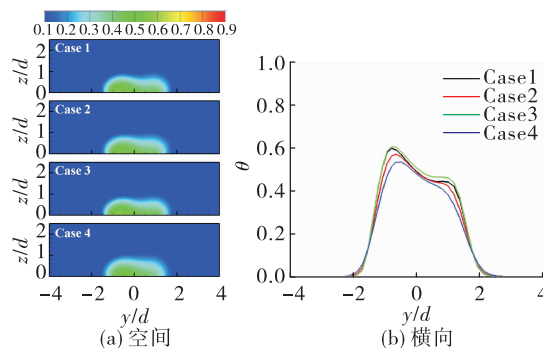
2.2.1 $M=0.5$

图9~图10为 $R_d=2.5, M=0.5$ 时的气膜冷却效率分布、横向平均冷却效率、 $x/d=5.0$ 处的空间气膜分布与横向冷却效率分布。图9表明,与低密度比下规律相似,此时工况1~3下的气膜冷却效率分布与横向平均冷却效率较为接近,横向平均冷却效率最大偏差约为4%;而工况4气膜轨迹延伸较短,下游较远处($x/d \geq 15$)的覆盖略差,横向平均冷却效率与工况1相比较低,最大偏差约11%。

图9 壁面($z=0$)气膜冷却效率分布与横向平均冷却效率Fig. 9 Film-cooling effectiveness distribution on the wall ($z=0$) and laterally averaged cooling effectiveness

如图10所示,在 $x/d=5.0$ 处,与其他工况相比,工况4的空间气膜分布呈现更为明显的扩散。而在这一位置的横向冷却效率分布则进一步说明了导热对不同工况之间差异的影响:3个传热工况中,冷流与主流温差最小的工况3与传质工况(工况1)的冷却效率分布差距较小(最大偏差约5%),

冷却效率峰值所处的横向位置也非常接近(约为 $y/d=-0.8$);随着温差增大,工况2、工况4的冷却效率峰值逐渐降低(与工况1相比,分别低4.5%与10.5%),且位置向中间移动(分别约为 $y/d=-0.66$ 与 $y/d=-0.61$),靠近气膜边缘处冷却效率沿横向的变化也更为平缓。

图10 $x/d=5.0$ 时空间气膜分布与横向冷却效率分布Fig. 10 $x/d=5.0$, spatial film distribution and laterally cooling effectiveness distribution

2.2.2 $M=1.5$

图11和图12为 $R_d=2.5, M=1.5$ 时的气膜冷却效率分布、横向平均冷却效率、 $x/d=5.0$ 处的空间气膜分布与横向冷却效率分布。图11表明,不同工况下的气膜冷却效率分布主要在射流中间区域呈现一定的区别:工况1(传质方法)在这一区域的气膜覆盖效果最差,而3个传热方法均在这一区域有所改善;且主流与冷流温差越大,这一区域的覆盖越好。此外,对于工况4,射流轨迹较为收敛,气膜在下游区域的覆盖较窄。在横向平均气膜冷却效率方面,工况1与工况2较为接近,最大偏差约为3%;与工况1相比,工况3高出约5%,而工况4低约4%。

如图12所示,与上文讨论相似, $x/d=5.0$ 处的空间分布在工况1~3下较为相似,而在工况4时具有更为明显的扩散。气膜冷却效率横向分布也呈现相同的规律:由中间向两侧,传热传质方法冷却效率均先上升后降低;3个传热方法在中间位置具有更高的冷却效率(相较于传质工况,高出约11%)。随着冷流与主流温差增加,冷却效率峰值降低:与工况1相比,工况3、2的冷却效率峰值分别高出4.5%与1%,而工况4低3%;峰值所处位置更

靠近中间,工况3、2、4的冷却效率峰值分别出现在 y/d 为-1.5、-1.6、-1.2处(工况1,即传质工况冷却效率峰值位于 $y/d = -1.5$ 处);冷却效率沿横向的变化也更为平缓。

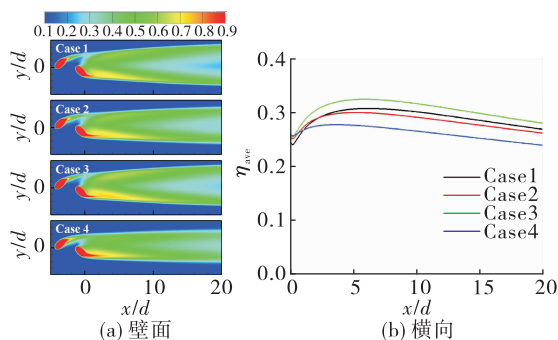


图 11 壁面 ($z=0$) 气膜冷却效率分布与横向平均冷却效率

Fig. 11 Film-cooling effectiveness distribution on the wall ($z=0$) and laterally averaged cooling effectiveness

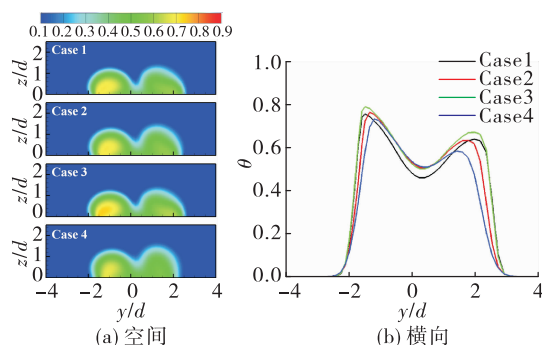


图 12 $x/d=5.0$ 时空间气膜分布与横向冷却效率分布

Fig. 12 $x/d=5.0$, spatial film distribution and laterally cooling effectiveness distribution

3 结论

针对平板表面的双射流气膜冷却结构,对比了常温条件下的传质方法和不同温度条件下的传热方法所获得的气膜冷却效率结果,得到:

1) 不同温度条件下的传热传质类比,在一定的范围内是成立的;仅在温度差别过大时,传热方法所得冷却效率较低。

2) 传质传热所得冷却效率结果差异的重要原因之一,是传热方法中流体本身的导热;随着主流与冷流之间温差的增大,导热效应相应增强,与传质方法的差别也更为明显。

3) 即使对于传热方法本身,不同温度条件下的气膜冷却效率也会存在一定的差异,在高温条件下较为明显。

参考文献:

- [1] 任加万,谭永华. 冲压发动机燃烧室热防护技术[J]. 火箭推进,2006,32(4):38-42.
REN J W, TAN Y H. Thermal protection techniques of ram-jet combustor[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2006, 32(4):38-42.
- [2] EKKAD S, HAN J C. A review of hole geometry and coolant density effect on film cooling[C]//Proceedings of ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference. Minneapolis, Minnesota: ASME, 2013.
- [3] WATSON T B, NAHANG-TOUDESCHI S, WRIGHT L M, et al. Application of S-PIV for investigation of round and shaped film cooling holes at high density ratios[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea: ASME, 2016.
- [4] EBERLY M K, THOLE K A. Time-resolved film-cooling flows at high and low density ratios[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(6):061003.
- [5] WRIGHT L M, MCCLAIN S T, CLEMENSON M D. Effect of density ratio on flat plate film cooling with shaped holes using PSP[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4):041011.
- [6] 陈大为,朱惠人,李华太,等. 基于压力敏感漆技术的尾迹对涡轮动叶前缘气膜冷却影响研究[J]. 推进技术, 2019, 40(4):858-865.
- [7] 李佳,任静,蒋洪德. 密度比和吹风比对透平静叶气膜冷却的影响[J]. 工程热物理论, 2011, 32(8):1295-1298.
- [8] 姚家旭,雷蒋. 不同横向距离下双射流孔流动与冷却特性实验研究[J]. 火箭推进, 2018, 44(1):36-43.
YAO J X, LEI J. Experimental study on flow and cooling characteristics of double-jet film-cooling holes at different spanwise distances[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(1):36-43.
- [9] YAO J X, XU J, ZHANG K, et al. Interaction of flow and film-cooling effectiveness between double-jet film-cooling holes with various spanwise distances[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Con-

- ference and Exposition. Charlotte, North Carolina: ASME, 2017.
- [10] SHIAU C C, CHEN A F, HAN J C, et al. Full-scale turbine vane end-wall film-cooling effectiveness distribution using PSP technique [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montreal, Quebec, Canada: ASME, 2015.
- [11] JONES T V. Theory for the use of foreign gas in simulating film cooling[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1999, 20(3): 349-354.
- [12] SHADID J N, ECKERT E R G. The mass transfer analogy to heat transfer in fluids with temperature-dependent properties[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 27-33.
- [13] HAN J C, RALLABANDI A P. Turbine blade film cooling using psp technique [J]. Frontiers in Heat and Mass Transfer, 2010, 1(1): 1-16.
- [14] KAYS W M. Convective heat and mass transfer[M]. [S. l.]: Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [15] BOGARD D G, THOLE K A. Gas turbine film cooling[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 249-270.
- [16] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. New York: CRC Press, 2012.
- [17] WRIGHT L M, GAO Z H, VARVEL T A, et al. Assessment of steady state PSP, TSP, and IR measurement techniques for flat plate film cooling [C]//Proceedings of ASME 2005 Summer Heat Transfer Conference. San Francisco, California, USA: ASME, 2005.
- [18] WIESE C J, RUTLEDGE J L, POLANKA M D. Experimental evaluation of thermal and mass transfer techniques to measure adiabatic effectiveness with various coolant to freestream property ratios[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(2): 021001.
- [19] RUTLEDGE J L, POLANKA M D. Computational fluid dynamics evaluations of unconventional film cooling scaling parameters on a simulated turbine blade leading edge[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(10): 101006.
- [20] RAVELLI S, BARIGOZZI G. Numerical evaluation of heat/mass transfer analogy for leading edge showerhead film cooling on a first-stage vane [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 129: 842-854.
- [21] YAO J X, SU P F, HE J H, et al. Experimental and numerical investigations on double-jet film-cooling with different mainstream incidence angles [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 166: 114737.
- [22] WANG Z, LIU J J, AN B T, et al. Effects of axial row-spacing for double-jet film-cooling on the cooling effectiveness [C]//Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, British Columbia, Canada: ASME, 2012.